TERMODINAMIČKA ANALIZA KOGENERACIJSKOG ORGANSKOG RANKINOVOG CIKLUSA U RADU SA RAZLIČITIM RADNIM FLUIDIMA ZA KORIŠTENJE ENERGIJE IZ BIOMASE

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE COGENERATION ORGANIC RANKINE CYCLE IN THE WORK WITH DIFFERENT WORKING FLUIDS FOR THE USE OF ENERGY FROM BIOMASS

Nurdin ĆEHAJIC¹, Jasmin FEJZIĆ, Mevludin HODŽIĆ,
JP Elektroprivreda BiH, Termoelektrana Tuzla

Nihad HARBAŠ,
GIZ Savjetnik za OIE

<https://doi.org/10.240/mkoiee.018.6.1.115>

U radu je izvršena termodinamička analiza kogeneracijskog organskog Rankinovog ciklusa (CHP ORC) za korištenje energije iz biomase sa radnim fluidima m-ksilen, p-ksilen, toluen, MDM (OMTS), D4 (OMCTS), undekan i mješavinom (toluen/MDM/m-ksilen) u procentualnom odnosu 33/33/33. Analiziran je uticaj termodinamičkih osobina svih radnih fluida i mješavine na performanse CHP ORC u varijanti rada sa regeneratom i bez regenerata, te su termodinamičke osobine radnih fluida i mješavine optimizirane pomoću eksergijske efikasnosti CHP ORC kao funkcije cilja, primjenom genetskog algoritma. Maksimalne vrijednosti performansi CHP ORC za pripadajuće vrijednosti pritiska i temperature na ulazu u turbinu ORC su komparirane i analizirane pod istim uslovima izvora toplote i definisanim graničnim uslovima. Komparativna analiza parametara CHP ORC pokazuje da su za iskorištenje energije nastale sagorijevanjem biomase pogodniji aromatski ugljikovodonici (m-ksilen, p-ksilen i toluen) jer u odnosu na siloksane (MDM, D4 i undekan) imaju više vrijednosti eksergijske efikasnosti, ali i zbog svojih termodinamičkih osobina zahtijevaju značajno manje dimenzije komponenti (turbine i kondenzatora). Parametri CHP ORC u radu sa mješavinom radnih fluida (MDM/toluen/m-ksilen) su negdje između vrijednosti parametara CHP ORC u radu sa njenim komponentama, ali nisu aritmetička sredina. Komparativna analiza CHP ORC u radu bez i sa regeneratom za sve radne fluide i mješavinu pokazuje da su vrijednosti eksergijskih efikasnosti kod aplikacije CHP ORC sa regeneratom od 2 do 3 % više u odnosu na CHP ORC postrojenje bez regenerata, što ukazuje da primjena ovih aplikacija doprinosi većoj proizvodnji električne energije uz nešto nižu proizvodnju toplotne energije. CHP ORC sa regeneratom u radu sa svim radnim fluidima i mješavinom zahtijeva nešto više dimenzije turbine u odnosu na CHP ORC bez regenerata.

Ključne riječi: kogeneracija; organski Rankinov ciklus (ORC); biomasa; eksergijska efikasnost; radni fluid

In the paper, a thermodynamic analysis of the cogeneration organic Rankin cycle (CHP ORC) for the use of energy from biomass with working fluids was done m-xylene, p-xylene, toluene, MDM (OMTS), D4 (OMCTS), undecane and a mixture (toluene/MDM/m-xylene) in the estimate ratio 33/33/33. The influence of thermodynamic properties of all operating fluids and mixtures on CHP ORC performance in the regenerator and non-regenerator variant is analyzed, and the thermodynamic properties of working fluids and mixtures are optimized with the exergy efficiency of CHP ORC as a function of the target, using the genetic algorithm. The maximum CHP ORC performance values for the corresponding pressure and temperature values at the entrance to the ORC turbine were compared and analyzed under the same conditions of the heat source and defined boundary conditions. Comparative analysis of the CHP ORC parameters shows that more favorable aromatic hydrocarbons (m-xylene, p-xylene and toluene) are used for the exploitation of energy generated by combustion of biomass, since in comparison with siloxanes (MDM, D4 and undecane) they have higher values of exergy efficiency, but also due to their thermodynamic properties, require

¹ Corresponding author: nurddin_cekajic@hotmail.com; nurdin.cekajic@epbih.ba

significantly less dimension of the components (turbines and condenser). The parameters of CHP ORC in working with a mixture of working fluids (toluene/MDM/m-xylene) are somewhere between the value of CHP ORC in working with its components, but are not an arithmetic mean. The comparative analysis of CHP ORC in operation without and with the regenerator for all operating fluids and mixtures shows that the values of exergy efficiency in the CHP ORC application with the regenerator are 2 to 3 % higher than the CHP ORC plant without regenerator, which indicates that the application of these the application contributes to a higher production of electricity with slightly lower production of thermal energy. CHP ORC with a regenerator in operation with all working fluids and mixtures requires slightly more turbine dimensions than the CHP ORC without the regenerator.

Key words: Cogeneration; organic Rankine cycle (ORC); biomass; exergy efficiency; working fluid

1 Uvod

Potrebe za energijom rastu, te sve strožiji zahtjevi u pogledu očuvanja okoliša, nameću potrebu za povećanjem energetske efikasnosti postojećih i upotrebom novih tehnologija, koje mogu iskoristiti niskotemperaturne i srednetemperaturne izvore toplote i smanjiti emisije stakleničkih plinova. World Energy Council [1] procjenjuje da će se do 2060. godine potrošnja električne energije udvostručiti. Posebno će biti povećana potražnja za energijom iz zemalja čije su ekonomije u brzom razvoju (Kina, Indija, Brazil, Rusija i Južna Afrika). Postoje scenariji prema kojima bi potrošnja primarne energije iz fosilnih goriva do 2060. godine mogla pasti ispod 50 %. Nafta će i dalje imati značajnu ulogu u sektoru transporta sa 60 % udjela, dok će prirodni plin rasti sa stalnom stopom [1]. Da bi došlo do smanjenja upotrebe fosilnih goriva neophodno je ostvariti brzu dostupnost i zrelost tehnologija za iskorištenje obnovljivih izvora energije.

U cilju racionalnijeg gospodarenja energijom kao ključnom pretpostavkom održivog razvoja, kao i povećanju industrijske konkurentnosti i zaštite okoliša, energetska politika EU teži ka decentraliziranoj proizvodnji električne energije, odnosno na lokaciji potrošača. Na taj način se izbjegavaju troškovi zbog gubitaka u prenosu i distribuciji električne energije, a značajno se smanjuju i investicijski troškovi u javnu mrežu i distribuciju električne energije [2].

Predložen je veliki broj novih tehnoloških rješenja za decentralizovanu proizvodnju električne i toplotne energije iz OIE. Među njima, CHP ORC je jedna od najčešće korištenih tehnologija, koja traži daljnja istraživanja u cilju poboljšanja stepena efikasnosti. Dobrim energentom za upotrebu u CHP ORC se pokazuje biomasa koja je široko dostupna, a čine je poljoprivredni, šumski, drvni, komunalni i industrijski otpad. Toplotnu i električnu energiju dobijenu iz CHP ORC je najbolje koristiti u malim lokalnim zajednicama gdje postoji određena količina biomase, jer je gustoća energije biomase mala, što povećava troškove transporta. Izbor radnog fluida za upotrebu u CHP ORC je jedan od najvažnijih zadataka, jer zbog niske temperature izvora toplote postoji i neefikasnost u procesu prenosa toplote sa toplotnog izvora na radni fluid u isparivaču. Istražujući radne fluide predložen je metod za nalaženje odgovarajućeg radnog fluida za ORC baziran na biomasi [3]. Istraženi su sigurnosni, fizički i okolinski parametri postojećih i alternativnih rashladnih fluida [4]. Analiziran je uticaj benzena, toluena, p-ksilena, R113 i R123 na efikasnost ORC za iskorištenje otpadne toplote [5]. Istraživan je podkritični ORC sa 28 radnih fluida za iskorištenje otpadne toplote [6]. Usporedno su istražene termodinamičke performanse ORC sa regeneratom sa NH₃, R134a, R22, iC₄H₁₀, R152a, R143a, C₄H₁₀, i C₅H₁₂ i nC₅H₁₂ na osnovu drugog zakona termodinamike. Pokazano je kako vrijednost ulaznog pritiska u turbinu utiče na eksergijske gubitke na raznim komponentama sistema, ali i na eksergijsku efikasnost sistema [7]. Analiza je obuhvatila industrijska i CHP postrojenja pogonjena biomasom i prirodnim gasom sa primjenom za daljinsko grijanje [8]. Autori [9] su analizirali uticaj grupe radnih fluida i njihovih termodinamičkih osobina na termičku i eksergijsku efikasnost ORC za iskorištenje niskotemperaturne otpadne toplote. Mago i dr. [10] su analizirali performanse ORC postrojenja za osam radnih fluida i pokazali varijaciju eksergijske i termičke efikasnosti ORC-a u zavisnosti od vrijednosti temperature na ulazu u turbinu.

2 Dizajn kogeneracijskog ORC postrojenja za upotrebu energije iz biomase

Razlika CHP ORC postrojenja u odnosu na kogeneracijsko postrojenje sa parnom turbinom je u tome što se umjesto vode koristi organski visokomolekularni fluid. Promjena faze tečnost - para se

odvija na nižim temperaturama zasićenja nego kod promjene faze voda - vodena para, pa je ORC proces pogodan za iskorištenje niskotemperaturnih i srednjetemperaturnih izvora toplote. Tipičan CHP ORC proces baziran na biomasi prikazan je na slici 1.

Slika 1. Shema termouljnog kotla i ORC modula

Na slici 2. je prikazano CHP ORC 10 Turboden, gdje je data potrošnja biomase na godišnjem nivou, snaga vrelouljnog kotla, električna snaga i toplotna snaga predana vodi za grijanje ili druge toplotne potrebe.

Slika 2. ORC Turboden 10 CHP Split

2.1. Osobine radnih fluida za ORC

Radni fluidi prema obliku linije zasićene pare se dijele na: mokre, izentropske i suhe. Na slici 3. je prikazan uopšten način izračunavanja nagiba krive zasićene pare u T-s dijagramu. Dužina od 1 do 2 leži u pravom dijelu krive zasićene pare.

Slika 3. Ugao nagiba krive zasićene pare u T-s dijagramu

Ugao nagiba krive zasićene pare (α) sa slike 3. se računa:

$$\tan \alpha = \frac{s_1 - s_2}{T_1 - T_2} \quad (1)$$

Iz obrasca (1) se vidi da će radni fluidi kod kojih je entropija $s_1 > s_2$ imati ugao nagiba krive zasićene pare $0^\circ < \alpha < 45^\circ$ pa se takvi fluidi nazivaju suhi. Za radne fluide kod kojih je $s_2 > s_1$ ugao α će imati vrijednosti $-45^\circ < \alpha < 0^\circ$ pa se takvi fluidi nazivaju mokri. Kod radnih fluida kod kojih je entropija $s_1 \approx s_2$ ugao $\alpha \approx 0$, pa takve fluide sa okomitim nagibom krive zasićene pare u odnosu na liniju entropije nazivamo izentropskim. Na slici 4. je prikazan T-s dijagram promjene agregatnih stanja za vodu i neke druge radne fluide koji se koriste u ORC. Sa slike 4. se uočava jasna razlika u promjeni entropije između krive zasićenja tečnosti i krive zasićenja pare za vodu i druge radne fluide. Voda ima negativan nagib krive zasićene pare.

Slika 4. T-s dijagram za vodu i druge radne fluide

Termodinamičke osobine radnih fluida su od ključnog značaja u procesu projektiranja ORC, kako bi se optimalno koristila energija i smanjili gubici eksergije. Termodinamički kriteriji uzimaju u obzir: graničnu temperaturu primjene radnog fluida, minimalni granični pritisak u kondenzatoru ORC i maksimalni pritisak pare radnog fluida u isparivaču ORC.

Osobine prenosa toplote radnog fluida su važan parametar pri dimenzioniranju izmjenjivača toplote. Visoka vrijednost specifične toplote radnog fluida (c_p) dovodi do bolje apsorpcije energije od izvora toplote i povećava efikasnost ORC. Pri proračunu izmjenjivača toplote pored podataka o dizajnu cjevovoda, protoku (Reynolds-ov broj) i vrsti materijala, neophodni su i podaci o svojstvima radnog fluida: toplotna provodljivost (λ), specifična toplota (c_p) i kinematska viskoznost (ν), kako bi se izračunao Prandtl-ov broj:

$$Pr = \rho \cdot c_p \cdot \nu / \lambda \quad (2)$$

Iz izraza (2) se vidi da je poželjno izabrati radni fluid koji ima što manju kinematsku viskoznost i određenu specifičnu toplotu, uz što višu toplotnu provodljivost.

Mnogi radni fluidi koji imaju dobre termodinamičke osobine istovremeno negativno utiču na okoliš. Glavni parametri koji definiraju uticaj radnog fluida na okoliš su: potencijal globalnog zatopljenja (engl. Global Warming Potential - GWP) i potencijal osiromašivanja ozona (engl. Ozone Depletion Potential - ODP).

Radni fluid treba da je neotrovan, nezapaljiv i nekorozivan.

Prema [11] potrebno je pratiti hemijske trendove pri upotrebi različitih radnih fluida i uzeti u obzir uticaj povećanja određenog hemijskog elementa (ugljik, azot, kiseonik, sumpor, vodonik, fluor, hlor, brom, bor i silicij) na termodinamičke, sigurnosne i okolinske aspekte radnog fluida.

Svi fluidi pokazuju približno slične karakteristike u području gdje prelaze iz tečne u parnu fazu, kao što je prikazano linijom zasićenja tečne faze na slici 5. Razlika se javlja kod linije zasićene pare. Sa slike 5. se jasno vidi kako broj atoma u molekuli radnog fluida utiče na oblik krive zasićene pare. Voda i amonijak imaju 3 odnosno 4 atoma u molekuli i imaju krivu zasićenja pare strogo negativnu (mokri fluidi), pentan (C_5H_{12}) ima molekulu od 17 atoma i ima liniju zasićenja pare sa strogo

pozitivnim nagibom (suhi fluid). Između njih je R134a, često korišteni rashladni fluid sa 8 atoma u molekuli, koji ima liniju zasićene pare približno vertikalnu.

Slika 5. T-s dijagram za različite radne fluide [12]

2.2 Uticaj radnog fluida na povećanje efikasnosti CHP ORC

Radni fluid i njegove termodinamičke osobine mogu uticati na povećanje termičke i eksergijske efikasnosti ORC i to: povećanjem temperature radnog fluida, smanjenjem kondenzatorskog pritiska za zadatu temperaturu kondenzacije i povećanjem pritiska u isparivaču.

U mnogim naučnim radovima je navedeno da suhe organske fluide nije potrebno zagrijavati na temperaturu koja bi dovela do promjene faze radnog fluida iz zasićene u pregrijanu paru, kao što je slučaj s vodenom parom u Rankinovom ciklusu [13]. Pregrijanu paru organskog radnog fluida na izlazu iz turbine potrebno je upotrijebiti za predgrijavanje radnog fluida prije ulaska u isparivač ORC. Pregrijanje vodene pare u Rankinovom ciklusu se uglavnom izvodi radi povećanja stepena suhoće vlažne pare koja izlazi iz turbine. Niži stepen suhoće vlažne pare dovodi do oštećenja turbine i kondenzatora. S druge strane, pregrijanje vodene pare može uticati na povećanje efikasnosti ciklusa. Na slici 6. je prikazan uticaj temeprature radnih fluida na ulazu u turbinu na vrijednost termičke efikasnosti ORC za grupu suhih i mokrih fluida.

Slika 6. Uticaj temperature radnih fluida na ulazu u turbinu na termičku efikasnost ciklusa kod: a) suhi fluidi b) mokri fluidi [14]

Sa slike 6.a se vidi da termička efikasnost za suhe fluide opada sa povećanjem temperature iznad određene vrijednosti na ulazu u turbinu. To znači da pregrijavanje suhih fluida nije potrebno i ono povećava gubitke eksergije i smanjuje eksergijsku efikasnost ORC. Suhi fluidi napuštaju turbinu kao pregrijana para. Mokri fluidi (slika 6.b) daju veću termičku efikasnost ciklusa za više temperature na ulazu u turbinu [14].

2.3 Izbor radnog fluida za CHP ORC

Grupa od šest radnih fluida i mješavina (toluen/MDM/m-ksilen) u procentualnom odnosu 33/33/33 za upotrebu u CHP ORC za korištenje energije biomase je izabrana na osnovu definisanih kriterija prihvatljivosti i to:

1. Maksimalna temperatura radnog fluida pri minimalnoj temperaturi termičkog ulja mora biti manja za minimalnu razliku temperatura neophodnu za prenos toplote [15]:

$$t_{rf\ max} \leq t_{ulj\ min} - 8^{\circ}C \quad (3)$$

2. Radni fluidi treba da imaju temperaturu samozapaljenja veću za 5 °C od temperature termičkog ulja, odnosno:

$$t_{samozap} > t_{ulj\ max} - 5^{\circ}C \quad (4)$$

3. Za usvojenu temperaturu kondenzacije od 88 °C pritisak kondenzacije radnih fluida treba biti:

$$p_{kond} \geq 0,02\ bar \quad (5)$$

4. Prihvatljivost radnih fluida s obzirom na njihov uticaj na GWP i to:

$$GWP < 2000 \quad (6)$$

5. Prihvatljivost radnih fluida s obzirom na njihov uticaj na uticaj na ODP:

$$ODP = 0 \quad (7)$$

U tabeli 3. su dati neki od radnih fluida sa osnovnim podacima, koji su zadovoljili postavljene kriterije za korištenje u CHP ORC baziranom na biomasi.

Tabela 3. Predizabrani radni fluidi za iskorištenje toplote iz sagorijevanja biomase

Radni fluid	Hemijska formula	Molarna masa [kg/kmol]	t_k [°C]	p_k [bar]	Ekspanzija
MDM (OMTS)	$C_8H_{24}O_2Si_3$	236,53	290,94	14,15	suh
D4 (OMCTS)	$C_8H_{24}O_4Si_4$	296,62	313,35	13,32	suh
Toluen	C_7H_8	92,138	318,60	41,26	suh
M-ksilen	C_8H_{10}	106,16	343,74	35,35	suh
P-ksilen	C_8H_{10}	106,16	343,02	35,32	suh
Undekan	$CH_3-9(CH_2)-CH_3$	156,31	365,65	19,90	suh
Mješavina (Toluen/MDM/m-ksilen)	-	143,48	317,77	29,94	suh

Kao što se iz tabele 3. može vidjeti svi predizabrani radni fluidi su suhi. Ova činjenica je važna sa aspekta korištenja regeneratorsa kao komponente ORC, koji se u ovom slučaju može koristiti.

Na slici 7. je prikazan T-s dijagram za m-ksilen, a sa kojeg se vidi da je nagib krive zasićene pare pozitivan pa ekspanzija pare nakon turbine završava u pregrijanom području.

Slika 7. T-s dijagram m-ksilen radnog fluida

3 Termodinamička analiza CHP ORC i metode

Na slici 8. je prikazana šema i referentni T-s dijagram CHP ORC bez regeneratora.

Slika 8. Referentni CHP ORC bez regeneratora i T-s dijagram

Na slici 9. je prikazana šema i referentni T-s dijagram CHP ORC sa regeneratom.

Slika 9. Referentni CHP ORC sa regeneratom i T-s dijagram

Eksergija na ulazu u CHP ORC se određuje prema izrazu:

$$E_{u,CHP\ ORC} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{pl}}\right) \cdot \frac{Q}{\eta_k} \quad (8)$$

gdje su: Q količina toplote, T_0 i T_{pl} temperatura okoline i plinova nastalih sagorijevanjem biomase, η_k stepen iskorištenja termouljnog kotla.

Toplota prenesena sa termičkog ulja na izabrani radni fluid u ORC sa regeneratom:

$$Q = m_{rf,r} \cdot (h_1 - h_{4a}) \quad (9)$$

a ukoliko se u ORC ne koristi regeneratom:

$$Q = m_{rf} \cdot (h_1 - h_4) \quad (10)$$

gdje su: $m_{rf,r}$ i m_{rf} maseni protok radnog fluida u radu ORC sa regeneratom i bez regeneratora, h_1 specifična entalpija radnog fluida na ulazu u turbinu, h_{4a} i h_4 specifične entalpije radnog fluida na ulazu u isparivač u radu ORC sa regeneratom i bez regeneratora, respektivno.

Eksergija na izlazu iz CHP ORC sa regeneratom se računa kao zbir neto snage turbine i snage raspoložive toplote za grijanje ili druge potrebe:

$$E_{i,CHP\ ORC,r} = \eta_{el} \cdot m_{rf,r} \cdot (h_1 - h_2) + m_{v,r} \cdot (e_{2v} - e_{1v}) \quad (11)$$

Eksergija na izlazu iz CHP ORC bez regeneratora se računa:

$$E_{i,CHP\ ORC} = \eta_{el} \cdot m_{rf} \cdot (h_1 - h_2) + m_v \cdot (e_{2v} - e_{1v}) \quad (12)$$

gdje su: h_2 specifična entalpija radnog fluida na izlazu iz turbine, $m_{v,r}$ i m_v maseni protoci vode u radu ORC sa regeneratom i bez regeneratora, respektivno, e_{1v} i e_{2v} specifične eksergija tople vode na ulazu i izlazu kondenzatora, respektivno.

Gubici eksergije CHP ORC sa regeneratom se definiraju kao razlika eksergije sistema na ulazu i eksergije sistema na izlazu iz CHP ORC:

$$I_{CHP\ ORC,r} = E_{u,CHP\ ORC} - E_{i,CHP\ ORC,r} \quad (13)$$

a gubici eksergije sistema kod CHP ORC bez regeneratora:

$$I_{CHP\ ORC} = E_{u,CHP\ ORC} - E_{i,CHP\ ORC} \quad (14)$$

Gubici eksergije CHP ORC se mogu dobiti i kao zbir gubitaka eksergije u termouljnom kotlu, isparivaču, turbini, regeneratu, kondenzatoru i pumpi i ako se koristi regenerat računaju se:

$$I_{CHP\ ORC,r} = I_{kotla} + I_{isp,r} + I_{t,r} + I_{reg} + I_{kond,r} + I_{p,r} \quad (15)$$

a kod CHP ORC bez regeneratora:

$$I_{CHP\ ORC} = I_{kotla} + I_{isp} + I_t + I_{kond} + I_p \quad (16)$$

Eksergijski stepen iskorištenja CHP ORC sa regeneratom se računa:

$$\eta_{ex,CHP\ ORC,r} = 1 - \frac{I_{CHP\ ORC,r}}{E_{u,CHP\ ORC}} \quad (17)$$

Eksergijski stepen iskorištenja CHP ORC bez regeneratora se računa:

$$\eta_{ex,CHP\ ORC} = 1 - \frac{I_{CHP\ ORC}}{E_{u,CHP\ ORC}} \quad (18)$$

U ovom radu su analizirani uticaj pritiska i temperature radnih fluida i mješavine na ulazu u turbinu na eksergijsku efikasnost CHP ORC. Rezultati proračuna eksergijske efikasnosti CHP ORC su dobiveni pomoću softvera Matlab R2016a i integrisanog modula GA - genetski algoritam za rješavanje različitih problema. Za simulaciju performansi CHP ORC svi radni fluidi i mješavine iz tabele 3. su analizirani pod istim graničnim uslovima datim u tabeli 4.

Tabela 4. Specifikacija ORC uslova

Opis	Vrijednost
Temperatura termičkog ulja na ulazu u isparivač	278 °C
Temperatura izlazne vode iz kondenzatora	80 °C
Temperatura vode na ulazu u kondenzator	60 °C
Temperatura dimnih plinova termouljnog kotla	580 °C
Temperatura okoline	20 °C
Minimalna razlika temperatura između radnog fluida i vode u kondenzatoru	8 °C
Minimalna razlika temperatura između termičkog ulja i radnog fluida u isparivaču	8 °C
Minimalna razlika temperatura između radnog fluida na izlazu iz turbine i radnog fluida na izlazu iz pumpe u regeneratu	8 °C
Dovedena količina toplote u isparivač	1000 kJ/s
Izentropska efikasnost ekspanzije	0,85
Izentropska efikasnost procesa sabijanja u pumpi	0,65
Stepen iskorištenja termouljnog kotla	0,85
Efikasnost generatora	0,98

Da bi se izbjegao rad sa kodiranjem i dekodiranjem za rješavanje optimizacionog problema korišten je genetski algoritam sa realnim brojevima. Upravljačke promjenjive su ulazna temperatura (t_1) i ulazni pritisak u turbinu (p_1). Međutim, da bi se uspješno primjenio optimizacioni postupak potrebno je poznavati zavisnost između ulazne entalpije (h_1) i ulaznog pritiska i temperature radnih fluida i mješavine, odnosno $h_1(t_1, p_1)$. Ova vrijednost se dobija pozivom NIST REFPROP [16] funkcije. Kada su poznate sve upravljačke promjenjive ($x_1, x_2, \dots, x_n$) moguće je izračunati vrijednost funkcije cilja $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$.

4 Rezultati i analiza rezultata

Na slici 10. i 11. su prikazani rezultati eksergijske efikasnosti CHP ORC, u zavisnosti od vrijednosti pritiska radnih fluida i mješavine na ulazu u turbinu. Na slici 10. su dati rezultati eksergijske efikasnosti CHP ORC bez regeneratora, a na slici 11. rezultati eksergijske efikasnosti CHP ORC sa regeneratom. Sa slika 10. i 11. se vidi da se svim radnim fluidima vrijednost eksergijske efikasnosti povećava sa porastom pritiska na ulazu u turbinu. Najveću vrijednost eksergijske efikasnosti CHP ORC bez regeneratora ima radni fluid toluen u iznosu od 40,36 %, a m-ksilen 42,91 % u radu CHP ORC sa regeneratom, i to pri pritiscima na ulazu u turbinu od 2,213 MPa i 1,337 MPa, respektivno. Krive porasta eksergijske efikasnosti za radne fluide m-ksilen i p-ksilen se gotovo poklapaju, ali m-ksilen ima neznatno više vrijednosti eksergijske efikasnosti CHP ORC.

Radni fluid undekan maksimalnu vrijednost eksergijske efikasnosti dostiže pri znatno nižem pritisku na ulazu u turbinu (0,468 MPa), u odnosu na sve druge predizabrane radne fluide i mješavinu (toluen/MDM/m-ksilen). Kriva eksergijske efikasnosti mješavine radnih fluida (toluen/MDM/m-ksilen) se nalazi između krivih radnih fluida od kojih je formirana.

Slika 10. Varijacije eksergijske efikasnosti CHP ORC u radu bez regeneratora, u zavisnosti od vrijednosti pritiska radnih fluida na ulazu u turbinu

Slika 11. Varijacije eksergijske efikasnosti CHP ORC sa regeneratom, u zavisnosti od vrijednosti pritiska radnih fluida na ulazu u turbinu

Rezultati analize eksergijske efikasnosti CHP ORC u zavisnosti od vrijednosti temperature radnog fluida na ulazu u turbinu su prikazani na slikama 12. i 13. Navedene slike pokazuju da eksergijska efikasnost CHP ORC raste sa porastom temperature radnih fluida na ulazu u turbinu. Svi radni fluidi maksimalne vrijednosti eksergijske efikasnosti postižu pri temperaturi od 270 °C na ulazu u turbinu. Također, sa navedenih slika se vidi da su vrijednosti eksergijske efikasnosti svih radnih fluida veće u radu CHP ORC sa regeneratorskom u odnosu na rad bez regeneratora.

Slika 12. Eksergijska efikasnost CHP ORC bez regeneratora u zavisnosti od temperature radnih fluida na ulazu u turbinu

Slika 13. Eksergijska efikasnost CHP ORC sa regeneratorskom u zavisnosti od temperature radnih fluida na ulazu u turbinu

Sa slikama 12. i 13. se vidi da CHP ORC bez regeneratorske u radu sa toluenom radnim fluidom ima najveću vrijednost eksergijske efikasnosti koja iznosi 40,36 %, zatim slijede vrijednosti eksergijske efikasnosti CHP ORC u radu sa m-ksilenom od 39,95 %, p-ksilenom od 39,89 %, mješavina (toluen/MDM/m-ksilen) od 37,23 %, undekan sa 36,08 %, D4 sa 33,43 % i MDM u iznosu od 32,78 %. Vrijednost eksergijske efikasnosti mješavine (toluen/MDM/m-ksilen) nije aritmetička sredina vrijednosti eksergijskih efikasnosti komponenti od kojih je formirana, već je njena vrijednost eksergijske efikasnosti za 0,46% manja od srednje vrijednosti.

Kod CHP ORC sa regeneratorskom u radu sa m-ksilenom se postiže maksimalna vrijednost eksergijske efikasnosti od 42,91 %, zatim slijede vrijednosti eksergijske efikasnosti u radu sa p-ksilenom od 42,85 %, toluenom od 42,84 %, mješavina (toluen/MDM/m-ksilen) od 40,74 %, undekan sa 40,84 %, D4 sa 38,22 % i MDM u iznosu od 37,56 %. Vrijednost eksergijske efikasnosti mješavine (tolu-

en/MDM/m-ksilen) u procentualnom omjeru 33/33/33 i u ovoj varijanti je za 0,36 % manja od srednje vrijednosti.

Vrijednosti eksergijskih efikasnosti CHP ORC sa regeneratorsom su kod svih radnih fluida više u odnosu na rad CHP ORC bez regeneratorsa i to: sa toluen radnim fluidom za 2,48 %, sa m-ksilen za 2,96 %, sa p-ksilen za 2,96 %, sa mješavinom (toluen/MDM/m-ksilen) za 3,51 %, sa undekan za 4,76%, sa D4 za 4,79 % i sa MDM za 4,78 %.

Vrijednosti ukupnih gubitaka eksergije CHP ORC u radu sa i bez regeneratorsa, pri maksimalnoj temperaturi na ulazu u turbinu su dati na slici 14. Sa slike 14. se vidi da se najmanji ukupni gubici eksergije CHP ORC u radu bez i sa regeneratorsom postižu sa toluen i m-ksilen radnim fluidom. Najveći ukupni gubici eksergije CHP ORC se postižu u radu sa MDM i D4 radnim fluidom.

Slika 14. Ukupni gubici eksergije CHP ORC sa i bez regeneratorsa

Raspodjela gubitaka eksergije komponentata CHP ORC u radu bez i sa regeneratorsom je prikazana na slikama 15. i 16. Sa slika 15. i 16. se vidi da svi radni fluidi imaju najveće vrijednosti gubitaka eksergije u termouljnom kotlu, a najmanje u pumpi za pogon tečnog radnog fluida u isparivač ORC. Gubici eksergije m-ksilen radnog fluida u termouljnom kotlu su oko 3,4 puta veći od gubitaka eksergije u isparivaču, a oko 5,2 puta veći od gubitaka eksergije u turbini ORC bez regeneratorsa. Gubici eksergije m-ksilen radnog fluida u termouljnom kotlu su za 4,3 puta veći od gubitaka eksergije u isparivaču, a za 8,7 puta su veći od gubitaka eksergije u turbini ORC sa regeneratorsom. Potrebno je primjetiti da su gubici eksergije u kondenzatoru kod CHP ORC sa regeneratorsom znatno manji, pa se može konstatovati da regenerators ima ključnu ulogu kod smanjenja eksergijskih gubitaka kod svih radnih fluida, a posljedično doprinosi višoj vrijednosti eksergijske efikasnosti.

Slika 15. Gubici eksergije komponenti CHP ORC bez regeneratorsa

Slika 16. Gubici eksergije komponenti CHP ORC sa regenerатором

Najveću električnu snagu kod CHP ORC bez regeneratora ima rad postrojenja sa tolueu radnim fluidom, a u radu bez regeneratora nešto veću vrijednost električne snage ima rad postrojenja sa m-ksilen radnim fluidom, slika 17.

Slika 17. Električna snaga CHP ORC u radu bez i sa regenerатором

Raspoloživa toplota nastala kao produkt razmjene toplote u kondenzatoru između pare radnog fluida i rashladne vode je prikazana na slici 18.

Slika 18. Raspoloživa toplota CHP ORC bez i sa regenerатором

Najveću vrijednost raspoložive toplote ima CHP ORC sa MDM radnim fluidom, zatim slijedi rada sa D4, m-ksilen i toluen radnim fluidom sa gotovo približnim vrijednostima, odnosno razlika je 0,6 % kod CHP ORC bez regeneratora i 0,32% kod CHP ORC sa regeneratom u korist m-ksilen radnog fluida.

Svi radni fluidi imaju veću raspoloživu toplotu kod CHP ORC bez regeneratora, što je posljedica nepostojanja razmjene toplote u regeneratu između ekspanzirane pare u turbini i komprimiranog radnog fluida u tečnoj fazi na ulazu u regeneratu, pa je u kondenzatoru na raspolaganju veća količina toplote. Vrijednosti na taj način raspoložive toplote su kod rada CHP ORC bez regeneratora u odnosu na rad CHP ORC sa regeneratom veće za 3,2 % sa toluen, 3,4% sa p-ksilen, 3,5% sa m-ksilen, 4,1% sa mješavinom, 4,9% sa D4, 5% sa MDM i 5,3% sa undekan radnim fluidom.

Prema [17] veličina turbine je izražena pomoću parametra:

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}}}{\sqrt[4]{\Delta h}} \quad (19)$$

gdje je $\dot{V}$ (m³/s) - zapreminski protok radnog fluida na izlazu iz turbine, a Δh (kJ/kg) - specifični entalpijski pad u turbini.

Rezultati proračuna dimenzija turbine za sve radne fluide i mješavinu su prikazani na slici 19. Rezultati se odnose na maksimalne vrijednosti temperature i pritiska radnih fluida na ulazu u turbinu. Kao što se sa slike 19. vidi, najmanje dimenzije turbine ima ORC modul u varijanti sa i bez regeneratora u radu sa toluen radnim fluidom, pa slijede m-ksilen i p-ksilen sa približnim vrijednostima veličine turbine, dok undekan ima najveću vrijednost faktora SP. Toluen u odnosu na m-ksilen ima za 33% manju dimenziju turbine. Dimenzije turbine kod ORC sa regeneratom su kod svih radnih fluida nešto veće u odnosu na aplikaciju bez regeneratora.

Slika 19. Vrijednosti faktora dimenzija turbine (SP) za predizabrane radne fluide

5 Zaključak

Pri povećanju pritiska i temperature radnih fluida na ulazu u turbinu raste i eksergijska efikasnost CHP ORC. Maksimalna temperatura radnog fluida a time i pritiska je ograničena temperaturom plinova nastalih sagorijevanjem biomase kao izvora toplote, odnosno termičkog ulja kao posrednika između biomase i radnog fluida.

Aromatski ugljikovodici (m-ksilen, p-ksilen i toluen) u odnosu na siloksane (MDM, undekan i D4) imaju više vrijednosti eksergijske efikasnosti CHP ORC u radu bez i sa regeneratom.

Komparirajući međusobno aromatske ugljikovodike, CHP ORC u radu bez regeneratora sa toluen radnim fluidom postiže najviše vrijednosti eksergijske efikasnosti za iste uslove izvora toplote. Osim toga, zbog manje specifične zapremine toluena na ulazu u turbinu moguće je dizajniranje turbine znatno manjih dimenzija.

Komparirajući međusobno aromatske ugljikovodike kod CHP ORC sa regeneratom upotrebom m-ksilen radnog fluida se postižu maksimalne vrijednosti eksergijske efikasnosti. Međutim, m-ksilen u odnosu na toluen ima nešto višu vrijednost specifične zapremine na ulazu u turbinu.

Mješavina radnih fluida (MDM/toluen/m-ksilen) u procentualnom odnosu 33/33/33 daje eksergijsku efikasnost CHP ORC u radu sa regeneratom od 40,74 %, pri maksimalnim vrijednostima temperature i pritiska na ulazu u turbinu. Ova vrijednost eksergijske efikasnosti je negdje između vrijednosti eksergijskih efikasnosti njenih komponenti, a koje iznose 37,56 %, 42,84 % i 42,91 %, respektivno.

Regenerator (unutarnji izmjenjivač toplote) u sklopu ORC kod svih radnih fluida i mješavine (toluen/MDM/m-ksilen) daje više vrijednosti eksergijske efikasnosti CHP ORC.

6 Literatura

- [1] World Energy Council report, 2016., Dostupno na: <https://www.worldenergy.org/news-and-media/news/world-energy-council-launches-2016-energy-resources-report-at-23rd-world-energy-congress/> [Pristupljeno 05. 04. 2018.]
- [2] **Karl, J., Dezentrale Energiesysteme**, 2. Auflage, Oldenbourg Verlag München Wien, 2006.
- [3] **Drescher, U., D. Bruggemann**, Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, *Applied Thermal Engineering*, 27 (2007.), pp. 223-228
- [4] **Calm, J. M., G. C. Hourahan**, Physical, Safety and Environmental data for current and alternative Refrigerants, *ICR 2011*, Prague, Czech Republic, 21 - 26 - August 2011.
- [5] **Hung, T. C.**, Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids, *Energy Conversion and Management*, 42 (2001.), pp. 539-553
- [6] **Liu, C., C. He, H. Gao, X. Xu, J. Xu**, The Optimal Evaporation Temperature of Subcritical ORC Based on Second Law Efficiency for Waste Heat Recovery, *Entropy*, 14(2012), pp. 491-504
- [7] **Kim, K. H., H. J. Ko, S. W. Kim**, Exergy analysis of organic Rankine cycle with internal heat exchanger, *International journal of materials, mechanics and manufacturing*, 1 (2013.)
- [8] **Ertesvåg, I. S.**, Exergetic comparison of efficiency indicators for combined heat and power (CHP), *Energy*, 32 (2007.), pp. 2038-2050
- [9] **Wang, D., X. Ling, H. Peng**, Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, 48 (2012), pp. 63-71
- [10] **Mago, P. J., L. M. Chamra, C. Somayaji**, Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles, *Proc. ImechE, Vol. 221* (2007.), pp. 255-265
- [11] **Calm, J., D. D. Didion.**, *Tradeoffs in Refrigerant Selections: Past, Present and Future. Refrigerants for the 21st Century*, ASHRAE/NIST Refrigeration Conference, ASHRAE, Atlanta, Ga., 1996.
- [12] **Smith, I. K.**, *Power Plant Thermodynamics, Lectures*, City University London
- [13] **Quoilin, S.**, *Sustainable Energy Conversion Through the use of organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*, Presented to the Faculty of Applied Science of the University of Liège, Belgium, 2011.
- [14] **Nouman, J.**, *Comparative studies and analyses of working fluids for organic Rankine cycle*, Master of Science thesis, KTH School of Industrial Engineering and Management Stockholm, 2012.
- [15] **Čehajić, N., S. Eljšan**, Eksergijska analiza podkritičnog organskog Rankinovog ciklusa za iskorišćenje energije biomase, *Tehnika*, 73(2018), 3, pp. 373-380
- [16] Standard Reference Database 23, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP 8.0, National Institute of Standards and Technology, US, 2007.
- [17] **Macchi, E., A. Perdichizzi**, Efficiency prediction for axial - flow turbines operating with non conventional fluids, *Journal Engineering Power Transactions ASME*, 103 (1981), pp. 718-724.